

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Navíjacie zariadenie na vodné lyžovanie

Winding Device for a Water Skiing

Študent:

Jakub Legerský


Vedúci bakalárskej práce:

doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

Ostrava 2013

Miestoprísasžné vyhlásenie študenta

Prehlasujem, že som celú bakalársku prácu vrátane príloh vypracoval samostatne pod vedením vedúceho bakalárskej práce a uviedol som všetky použité podklady a literatúru. V Ostrave 20. mája 2013




podpis študenta

Prehlasujem, že:

- som bol zoznámený s tým, že na moju bakalársku prácu sa plne vzťahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, najmä § 35 – využitie diela v rámci občianskych a náboženských obradov, v rámci školských predstavení a využitie školského diela a § 60 – školské dielo.
- beriem na vedomie, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (ďalej len „VŠB-TUO“) má právo neziskovo bakalársku prácu využiť k svojej vlastnej potrebe (§ 35 odst.3).
- súhlasím s tým, že bakalárska práca bude v elektronickej podobe uložená v Ústrednej knižnici VŠB-TUO k nahliadnutiu a jeden výtlačok bude uložený u vedúceho bakalárskej práce. Súhlasím s tým, že údaje o kvalifikačnej práci budú zverejnené v informačnom systéme VŠB-TUO.
- bolo dohodnuté, že s VŠB-TUO, v prípade záujmu z jej strany, uzavrú licenčnú zmluvu s oprávnením využiť dielo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bolo dohodnuté, že využiť svoje dielo môžem len so súhlasom VŠB-TUO, ktorá je oprávnená v takomto prípade požadovať od mňa primeraný príspevok na úhradu nákladov, ktoré boli vynaložené VŠB-TUO na vytvorenie diela (až do jeho skutočnej výšky).
- beriem na vedomie, že odovzdaním práce súhlasím so zverejnením svojej práce podľa zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o zmene a doplnení ďalších zákonov (zákon o vysokých školách), v znení neskorších predpisov, bez ohľadu na výsledok obhajoby.

V Ostrave 20. mája 2013


.....
podpis

Meno a priezvisko autora práce:

Jakub Legerský

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Jarná 1536/5, 034 01 Ružomberok

ANOTÁCIA BAKALÁRSKEJ PRÁCE

LEGERSKÝ, J. *Navíjacie zariadenie pre vodné lyžovanie :bakalárska práca*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra části a mechanismů strojů, 2013, 39 s. Vedúci práce: Havlík, J.

Bakalárska práca sa zaoberá návrhom navíjacieho zariadenia pre vodné lyžovanie. Prvá časť práce sa zaoberá vodným lyžovaním a ťažnými prvkami vodného lyžovania. Táto časť pojednáva o jednotlivých typoch navíjacích zariadení. Ďalšia časť pojednáva o návrhu bubny navíjacieho zariadenia a jeho pevnostnou kontrolou. Na zadanú rýchlosť bolo navíjacie zariadenie navrhnuté. Bubon je poháňaný spaľovacím motorom cez prevodové ústroje. Prevodové ústrojenstvo je tvorené remeňovým variátorom, spojkou a reťazovým prevodom. Hriadel bubna je uložená na ložiskových jednotkách ktoré sú pripevnené na konštrukcii. Výsledkom práce je navíjacie zariadenie ktoré bolo pre overenie výsledkov skonštruované.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

LEGERSKÝ, J. *Winding Device for a Water Skiing : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Bepartment of Department of mechanisms and machine parts, 2013, 39 p. Thesis head: Havlik, J.

Bachelor thesis deals with constructing winding device for water skiing. The first part of thesis deals with water skiing and drag elements of water skiing. This part discuss about various types of winding devices. Next part discuss about design of winding device drum and its strength test. Winding device was designed for the specified speed.. The drum is driven by an internal combustion engine through the transmission. Gears is formed by torque converter, clutch and chain transmission. The shaft of drum is mounted on bearing unit which are fixed to the structure. The goal of thesis is winding device, which was constructed for verification of results.

Obsah

	strana
Zoznam použitých značiek a symbolov	8
ÚVOD	11
1 Vodné lyžovanie	12
1.1 Signalizácia lyžiara obsluhu zariadení	12
1.2 Navíjacie zariadenie na vodné lyžovanie	13
1.3 Prehľad jednotlivých typov navíjacích zariadení	13
1.3.1 Navijaky s plynulým rozjazdom	13
1.3.2 Navijaky s rázovým rozjazdom	14
2 RIEŠENÁ PROBLEMATIKA	16
2.1 Maximálna sila v lane	16
2.1.1 Silový rozbor bubnu	17
2.2 Maximálna rýchlosť navíjania	21
2.2.1 Rozbor účinnosti, výpočet otáčok, výkonov, prevodových pomerov a krútiacich momentov	21
2.2.2 Návrh a výpočet reťazového prevodu	23
2.3 Zaťaženie hriadeľa bubnu	27
2.3.1 Výpočet a priebeh ohybových a krútiacich momentov a posúvajúcich síl v rovine $x - z$	28
2.3.2 Výpočet a priebeh ohybových a krútiacich momentov a posúvajúcich síl v rovine $y - z$	30
2.3.3 Výpočty priestorových ohybových momentov	32
2.4 Pevnostné výpočty	33
2.5 Výpočet bezpečnosti hriadeľa	33
2.6 Výpočet trvanlivosti ložísk	34
2.6.1 Doba prevádzky zariadenia	34
2.7 Maximálna dĺžka návinu 300m	35

2.8	Uchytenie navijacieho zariadenia	36
2.8.1	Variant č. 1	36
2.8.2	Variant č. 2	37
2.8.3	Variant č. 3	37
3	ZÁVER	38
4	ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY	39
5	Zoznam príloh..... Chyba! Záložka nie je definovaná.	

Zoznam použitých značiek a symbolov

Symbol	Význam	Jednotka
A	Osová vzdialenosť	mm
A_{SK}	Skutočná osová vzdialenosť	mm
C	Dynamická únosnosť	N
D_B	Priemer bubnu	mm
D_t	Priemer tyčky	mm
D_{VAR}	Priemer remenice variátora	mm
F	Maximálna ťažná rýchlosť	N
$F_{D_{MAX}}$	Maximálna dovolená sila v lane	N
F_m	Ťahová zložka od tiaže v hornej vetve	N
F_o	Obvodová sila	N
1F_v	Silová výslednica pre prvý prípad	N
F_{V_R}	Výsledná sila pôsobiaca na reťazové koleso	N
F_1	Sila v strane roztečného osemuholníka	N
F_{1R}	Ťažná sila v reťazi	N
F_{6L}	Sila potrebná na ťahanie šiestich lyžiarov	N
L	Dĺžka reťaze	mm
L_{10}	Základná trvanlivosť ložiska	milión otáčok
L_{10h}	Trvanlivosť v prevádzkových hodinách	hod
M_k	Krútiaci moment	Nm
M_o	Ohybový moment	Nm
$M_{o_{BB-AA}}$	Priestorový ohybový moment v rezoch BB a AA	Nm
$M_{o_{CC-BB}}$	Priestorový ohybový moment v rezoch CC a BB	Nm
$M_{o_{MAX1}}$	Ohybový moment tyčky bubnu v 1. prípade	Nm
P	Výkon	W
P_e	Ekvivalentné zaťaženie ložiska	N
R	Reakcia v bubne	N
R_{VL}	Reakcia v ložisku	N
W_k	Prierezový modul v krute	mm ³
W_o	Prierezový modul v ohybe	mm ³
X	Počet článkov reťaze	-
Y	Súčiniteľ rázov	-

d_H	Priemer hriadeľa	mm
f	Koeficient trenia	-
g	Gravitačné zrýchlenie	$m.s^{-2}$
h	Prieťah retaze	mm
i	Prevodový pomer	-
k_D	Dynamická bezpečnosť retaze	-
k_S	Statická bezpečnosť retaze	-
k_s	Statická bezpečnosť hriadeľa	-
l	Vzdialenosť od stredu nosníku po podperu	mm
l'	Vzdialenosť od stredu lana k najbližšej podpore	mm
m_{MAX_1}	Hmotnosť lyží (wakeboardu)	kg
m_{pretrh}	Pevnosť lana pri pretrhu	kg
m_1	Hmotnosť jedného metru retaze	kg
m_{1c}	Celková hmotnosť lyžiara s lyžami (wakeboardom)	kg
m_{1os}	Hmotnosť jedného lyžiara	kg
n	Otáčky	min^{-1}
p	Tlak v kĺbe retaze	MPa
p_D	Dovolený tlak	MPa
p_v	Výpočtový tlak	MPa
t	Rozteč retaze	mm
v	Navíjacia rýchlosť	$km.h^{-1}$
v_o	Obvodová rýchlosť	$m.s^{-1}$
x	Vzdialenosť	mm
z	Počet zubov	-
α_t	Súčiniteľ koncentrácie napätia v krute	-
η	Účinnosť	-
λ	Súčiniteľ trenia	-
μ	Súčiniteľ mazania	-
ρ	Súčiniteľ vzdialenosti osí	-
φ	Súčiniteľ prevedenia retaze	-
σ_o	Ohybové napätie	MPa
σ_{oTB}	Ohybové napätie v tyčke	MPa
σ_{RED}	Redukované napätie	MPa

τ_k	Napätie v krute	MPa
ϕd_l	Priemer lana	mm
χ	Súčiniteľ výkonu	-
Δi	Tolerancia prevodového pomeru	%

ÚVOD

Rozvoj novodobých športov si vyžaduje rôzne prídavné technické riešenia, ktorými sa stávajú tieto športy populárnejšie a prilákajú tak viac záujemcov. Týmto druhom športu je aj vodné lyžovanie, kde sa používajú na jazdenie laminátové dosky (podobné lyžiam na sneh). Lyžovanie na vode sa uskutočňuje za použitia vodného vleku, alebo člna. Tieto druhy zariadení sú cenovo náročné a zároveň dostupné len v určitých lokalitách alebo regiónoch. Sám som ako nadšenec všetkých foriem lyžovania takéto strediská navštevoval. Zaujalo ma hlavne ich technické riešenie. To ma viedlo k tomu, aby som postavil vlastné navíjacie zariadenie ako komplexný stroj ktorý je primárne určený na vodné lyžovanie. Jeho sekundárne využitie je aj na ťahanie lyžiarov do mierneho kopca v neprístupných terénoch a na rozbeh lyžiarov pri skokoch na snehu. Toto zariadenie vzniklo z potreby lyžovania na vode bez použitia člna, alebo vodného vleku. Tieto staršie a cenovo náročnejšie technické riešenia boli nahradené novým mobilným navíjacím systémom.

1 Vodné lyžovanie

Pri vodnom lyžovaní je lyžiar ťahaný po vodnej hladine konštantnou rýchlosťou. Lyže lyžiara sa kĺžu po vodnej hladine a čím väčšou rýchlosťou je lyžiar ťahaný po vode tým menej sa lyže ponárajú do vody.

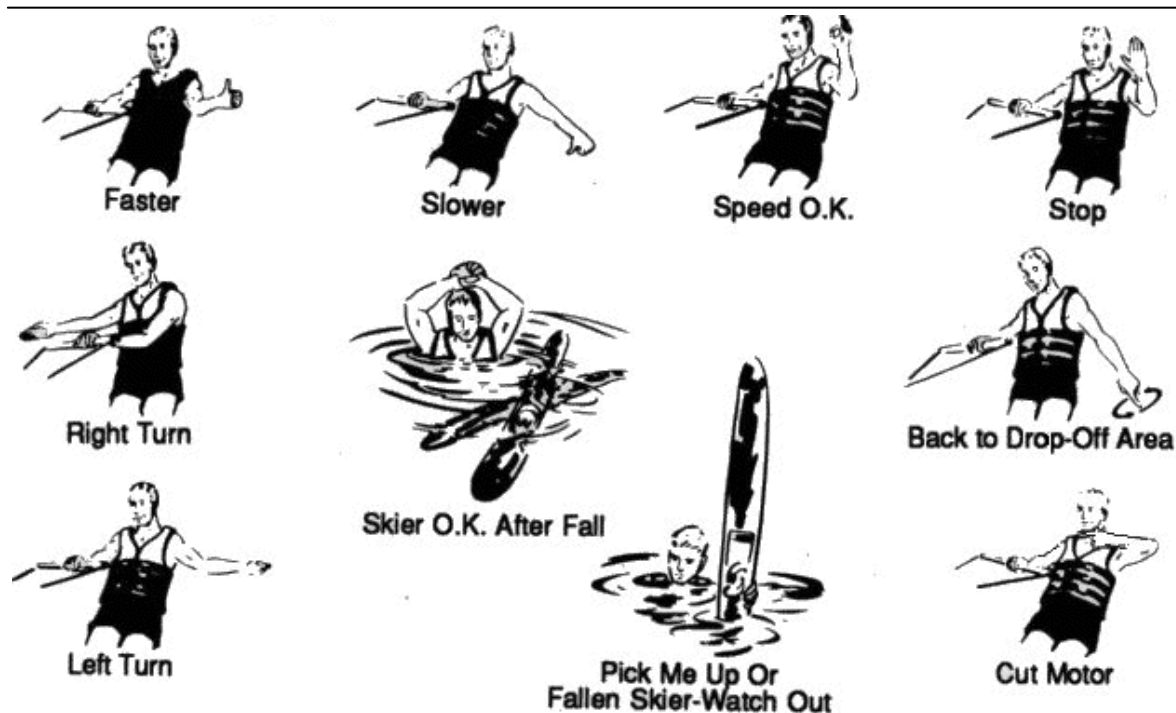
Lyžovanie za vodným člnom je forma lyžovania ktorá je najrozšírenejšia na svete. Lyžiar je ťahaný člnom, ktorý môže dosiahnuť rýchlostí až 100 km/h. Obvyklá rýchlosť je od 40 do 60 km/h. Čln pri jazde vytvára za sebou vlny, ktoré menej zdatný lyžiar môže brať ako prekážku. Profesionálni lyžiari tieto vlny využívajú na robenie rôznych trikov. V dnešnej dobe sa toto odvetvie športu hlavne v letných dovolenkových mesiacoch teší veľkej obľube verejnosti.

Lyžovanie za vodným vlekom je spôsob lyžovania, ktorý je závislý od konštrukcie vleku. Vlek je koncipovaný do tvaru štvorca. V rohoch sú podporné kladky, kde iba jedna z nich je hnacia. Jednotlivé závesy spájajú dva laná o priemere 10 mm a počet závesov je v rozsahu 8 až 20 (záleží na dĺžke vleku). Na týchto závesoch sú pripnuté polyamidové laná. Na jeden záves je možné zapnúť až dvoch lyžiarov. Táto forma lyžovania je sústredená hlavne v turistických lokalitách.

Lyžovanie za navíjacím zariadením je nová forma vodného lyžovania. Spočíva v ťahaní lyžiara na vopred danú vzdialenosť. Táto vzdialenosť je daná dĺžkou navíjacieho lana. V dnešnej dobe je táto forma populárna.

1.1 Signalizácia lyžiara obsluhu zariadení

Každý lyžiar za vodným člnom alebo za navíjacím zariadením musí poznať základné povely ktoré signalizuje obsluha. Táto signalizácia je dôležitá z hľadiska bezpečnosti lyžiara.



Obr. 1.1. Základné povely lyžiara podľa [5]

(horný rad: rýchlejšie, pomalšie, rýchlosť je dobrá, zastaviť; stredný rad: zaboč doprava, lyžiar je po páde vporiadku, späť na pevninu; spodný rad: zaboč doľava, vyzdvihnutie lyžiara/lyžiar vo vode davaj pozor, koniec jazdy;)

1.2 Navíjacie zariadenie na vodné lyžovanie

Strojné zariadenie je určené na ťahanie lyžiara po vodnej hladine na určitej vzdialenosti konštantou rýchlosťou. Funkcia stroja spočíva v ťahaní lyžiara po vodnej hladine. Lyžiar sa pri jazde drží lanovej hrazdy. Lanová hrazda je navíjaná na bubon. Bubon navijaku je kruhového prierezu a počas svojej činnosti sa otáča konštantnými otáčkami.

1.3 Prehľad jednotlivých typov navíjacích zariadení

Prehľad typov navíjacích zariadení poskytuje aktuálne riešenia problematiky a zahŕňa klady a zápory jednotlivých navijakov. Každý z uvedených typov navijakov používa ako pohonnú jednotku benzínový spaľovací motor.

1.3.1 Navijaky s plynulým rozjazdom

Plynulý rozjazd navijaka zabezpečuje remeňový variátor. Tento sa spína pri nízkych otáčkach motora a pri vypnutí motora slúži ako poistná spojka. Po prerušení vstupného výkonu sa vypne malá remenica a remeň umiestnený na bronzovom puzdre začne preklzávať.



Obr. 1.2 Navijak s remeňovým variátorom [8]

Výhody: - vyššia dosiahnuteľná rýchlosť, plynulý rozjazd

Nevýhody: - vyššia hmotnosť, vyššie náklady na výrobu



Obr. 1.3 Remeňový variátor TAV2 [6]

1.3.2 Navijaky s rázovým rozjazdom

Rázový rozjazd zabezpečuje odstredivá spojka vid'. obr. 1.5



Obr. 1.4. Odstredivá spojka [7]



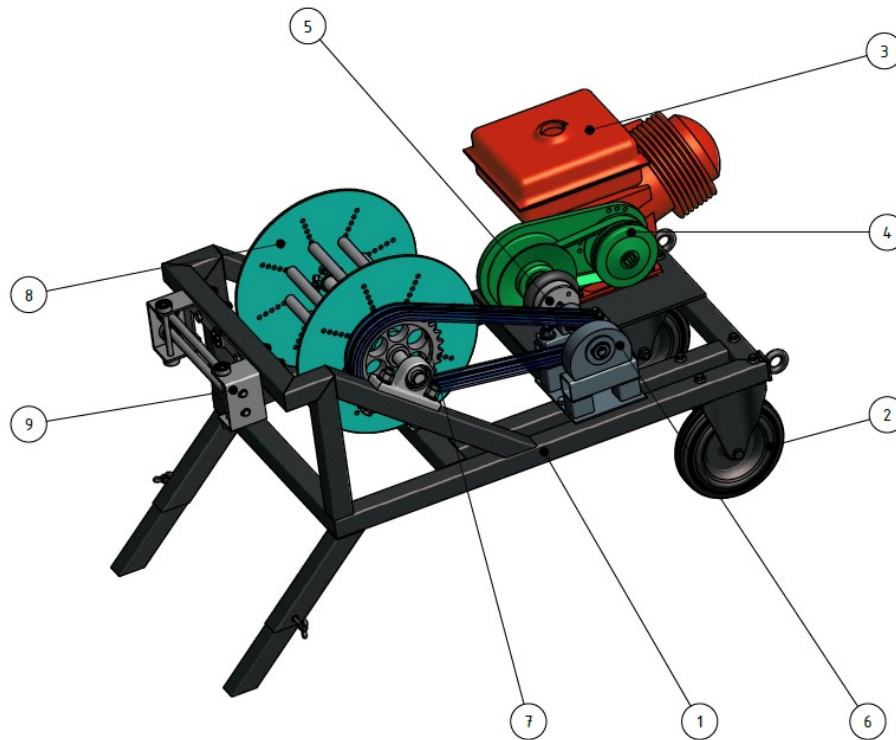
Obr. 1.5 Navijáky s odstredivou spojkou [8]

Výhody: - nižšia hmotnosť stroja, zmenšenie šírky stroja, lepšia manipulovateľnosť, nižšie náklady na výrobu

Nevýhody: - rázový rozjazd, nižšia dosiahnuteľná rýchlosť

2 RIEŠENÁ PROBLEMATIKA

V práci je riešená problematika výpočtu navijacieho zariadenia. Praktickej realizácii predchádzali teoretické výpočty potrebné pre samotné riešenie. Navijacie zariadenie je znázornené na obrázku. 2.1



Obr. 2.1 Navijacie zariadenie

(1-Nosná konštrukcia, 2-Pojazdové kolesá, 3- Motor, 4-Remeňový variátor, 5-Spojka, 6-Predloha, 7-Reťazový prevod, 8-Bubon, 9-Vodiace valčeky)

2.1 Maximálna sila v lane

Zariadenie v prevádzke navíja polyamidové lano na bubon. Do výpočtu sa bude uvažovať zadaná maximálna sila v lane $F = 6100 \text{ [N]}$. Sila F je daná maximálnym počtom osôb ťahaných navijakom počas jednej jazdy.

Hmotnosť lyží (wakeboardu) sa predpokladá $m_{\text{MAX}_1} = 10 \text{ [kg]}$

Hmotnosť jedného ťahaného lyžiara je $m_{10s} = 90 \text{ [kg]}$

Celková hmotnosť jedného lyžiara aj s vybavením (lyžami, wakeboardom) je potom

$$m_{1c} = m_{\text{MAX}_1} + m_{10s} = 10 + 90 = 100 \text{ [kg]} \quad (2.1)$$

Navijacie zariadenie môže počas jednej jazdy utiahnuť maximálne 6 lyžiarov. Na ťahanie uvedeného počtu ľudí musí navijacie zariadenie vynaložiť ťažnú silu. Výpočet tejto sily bol urobený podľa vzorca (2.2)

Sila potrebná na prekonanie tiaže 6. lyžiarov je daná vzťahom :

$$F_{6L} = m_{1c} \cdot g \cdot n \cdot f = 100 \cdot 9,81 \cdot 6 = 5886 \text{ [N]} \quad (2.2)$$

Kde : f – je súčiniteľ trenia lyže (dosky) o vodnú hladinu

n – je počet ťahaných lyžiarov

g – je gravitačné zrýchlenie

Táto sila bola navýšená z dôvodu bezpečnosti na ucelenú zadanú hodnotu $F = 6100 \text{ [N]}$.

Pre silu F bolo zvolené polyamidové lano s jadrom, ktorého parametre sú určené výrobcom podľa [1]. Lano je odolné proti poveternostným podmienkam, slnečnému žiareniu a tiež voči mechanickej deformácii.

Tab. 2.1 Parametre lana podľa [1]

Parameter	Označenie	Jednotka	Hodnota
Priemer	$\varnothing d_l$	[mm]	8
Pevnosť pri pretrhu lana	m_{pretrh}	[kg]	1320
Pracovná nosnosť		[kg]	660

Výrobca udáva maximálnu nosnosť lana o 50% nižšiu ako je uvedená pevnosť pri pretrhu lana. Potom maximálna dovolená sila v lane je daná vzťahom:

$$F_{D_{MAX}} = m_{pretrh} \cdot g \cdot 0,5 = 1320 \cdot 9,81 \cdot 0,5 = 6474,6 \text{ [N]} \quad (2.3)$$

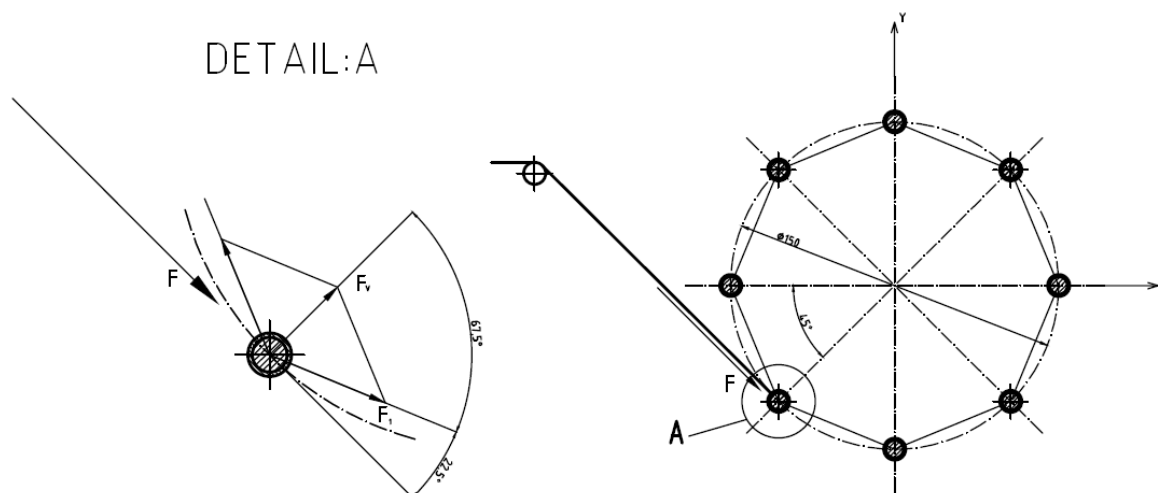
Podmienka silovej bezpečnosti:

$$F_{D_{MAX}} \geq F \quad (2.4)$$

$6474,6 \geq 6100 \Rightarrow$ podmienka je splnená zvolené lano vyhovuje

2.1.1 Silový rozbor bubnu

Navijak navíja lano na bubon pri čom vzniká sťahovanie lana okolo navíjacieho priemeru bubnu. Tento tlak lana na bubon sa prenáša silovo na jednotlivé uzly bubna počas otáčania. Silový rozbor bol určený podľa obr. 2.2.



Obr. 2.2 Schéma zaťaženia bubnu a detail uzlu

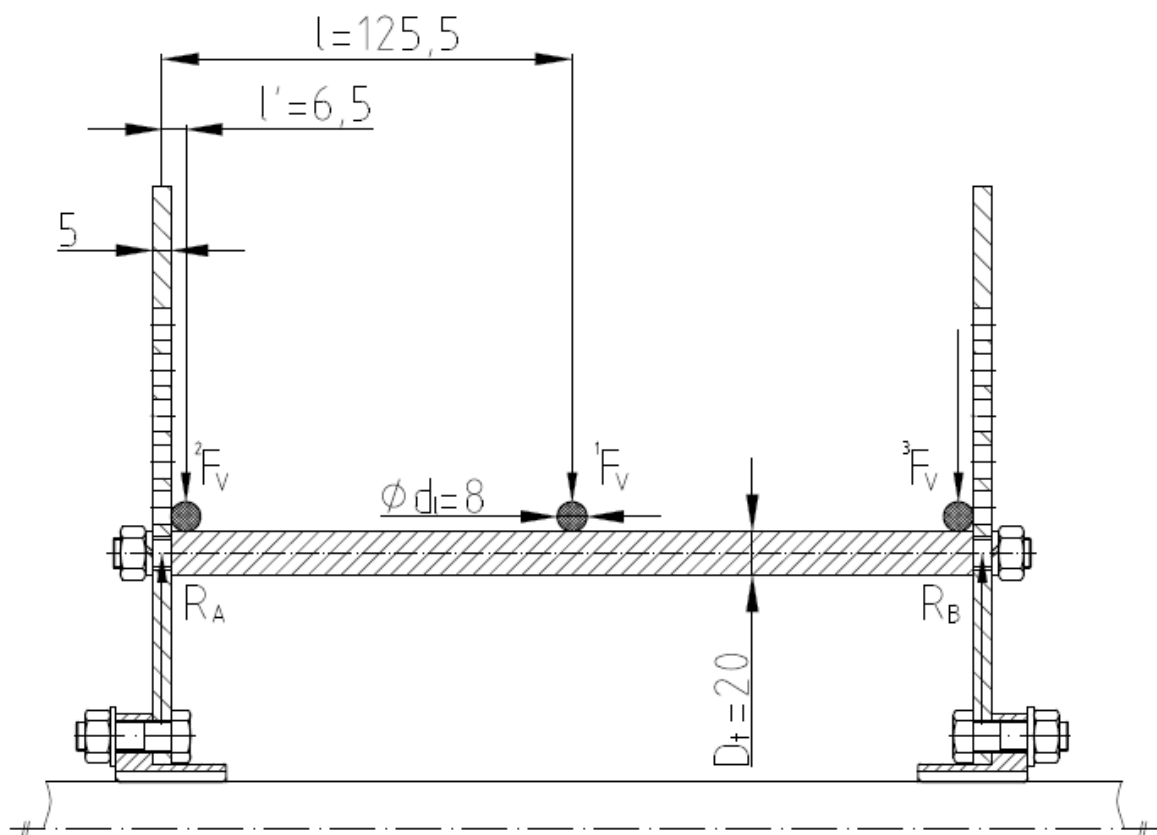
Silovým rozborom boli určené silové zložky pôsobiace v uzle bubnu. Sila F ktorá prichádza do bubnu sa pre zjednodušenie rovná sile F_1 pôsobiacej na strane roztečného osemuholníka.

$$F_1 = F = 6100 \text{ [N]} \quad (2.5)$$

Výslednica F_v pôsobiaca pod uhlom 45° smerujúca do stredu bubna bola vypočítaná použitím sinusovej vety, pretože silový trojuholník nie je pravouhlý, čiže sa nemôže použiť Pytagorova veta.

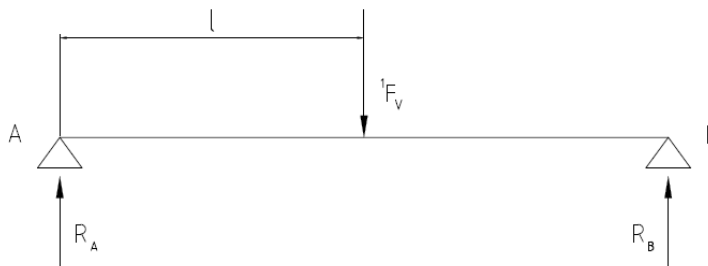
$$F_v = \frac{\sin 45^\circ}{\sin 67,5^\circ} \cdot F_1 = \frac{0,7071}{0,9238} \cdot 6100 = 4669 \text{ [N]} \quad (2.6)$$

Pre výpočet reakcií v bubne sa uvažuje schéma nosníka pre tri prípady podľa obr. 2.3. Reakcie sú zavedené do stredov platní bubna. Každá platňa má hrúbku 5 mm.



Obr. 2.3 Zaťaženie bubna

Pre zjednodušenie boli tieto prípady prevedené na staticky určité priestorové nosníky. Pre prvý prípad boli vzorovo vypočítané reakcie v podporách A a B pre 2. a 3. prípad boli vypočítané a zapísané do tab. 2.2.

Prípad č. 1

Obr. 2.4 Schéma nosníku

Výpočet reakcií v podporách A a B:

$$\sum M_A = R_B \cdot 2l - {}^1F_v \cdot l = 0 \quad (2.7)$$

$$R_B = \frac{{}^1F_v \cdot l}{2 \cdot l} = \frac{4669 \cdot 125,5}{2 \cdot 125,5} = 2334,4 \text{ [N]} \quad (2.8)$$

Pretože platí, že $R_A = R_B$ a zaťažujúca sila pôsobí v strede nosníku, a práve v tomto prípade nastáva najväčší ohybový moment od zaťaženia silou 1F_v . Pre tento prípad zaťažovania bola vypočítaná pevnostná kontrola spojovacej tyčky roztečného osemuholníka.

Maximálny ohybový moment v 1. prípade:

$$M_{oMAX_1} = R_A \cdot l = 2334,4 \cdot 125,5 = 292967 \text{ [Nmm]} \quad (2.9)$$

Maximálne ohybové napätie v 1. prípade pre priemer tyčky $D_t = 20 \text{ [mm]}$ podľa obr. 2.3:

$$\sigma_{oTB} = \frac{M_{oMAX_1}}{W_o} = \frac{M_{oMAX_1}}{\frac{\pi \cdot D_t^3}{32}} = \frac{292967}{\frac{\pi \cdot 20^3}{32}} = 373 \text{ [MPa]} \quad (2.10)$$

Materiál tyčky je z ocele triedy 14 220.4 volenej podľa [1]

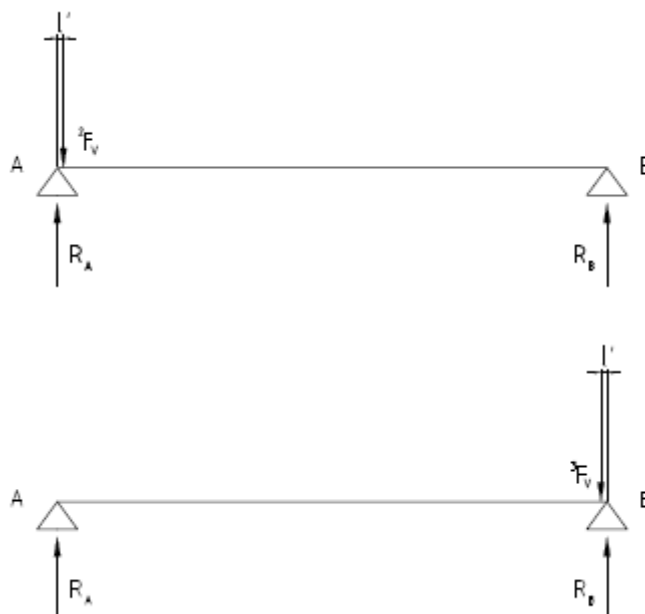
Tab. 2.2 Mechanické vlastnosti ocele podľa [1]

Mechanická vlastnosť	Označenie	Jednotka	Hodnota
materiálu			
Medza klzu	R_e	[MPa]	590
Medza pevnosti	R_m	[MPa]	785

Potom výsledná statická bezpečnosť je:

$$k_{STB} = \frac{R_e}{\sigma_{oTB}} = \frac{600}{373} = 1,6 [-] \quad (2.11)$$

Výpočet statickej bezpečnosti vyhovuje preto, lebo výsledná bezpečnosť je v rozmedzí (1,5 ÷ 2,5).

Prípad č. 2 a 3

Obr. 2.5. Schéma nosníkov pre 2. a 3. prípad

Silovou rovnováhou boli vypočítané reakcie v podporách A a B pre 2 a 3 prípad. Výpočet reakcií bol urobený podľa statických podmienok rovnováhy. Jednotlivé reakcie ktoré nastali v 2. a 3. prípade sú uvedené tab. 2.2. Horné indexy označujú jednotlivé prípady zaťaženia.

$$\sum F_y = 0 \quad (2.12)$$

$$\sum M_A = 0 \quad (2.13)$$

Tab. 2.2 Reakcie v 2. a 3. prípade

	Označenie	Jednotka	Hodnota
2.prípad	2R_A	[N]	4648
	2R_B	[N]	121
3.prípad	3R_A	[N]	121
	3R_B	[N]	4548

2.2 Maximálna rýchlosť navíjania

Dimenzovanie navíjacieho zariadenia na rýchlosť 60 km.h^{-1} bolo vypočítané podľa energetickej bilancie ktorá hovorí, že vstupná energia ktorá sa prevádza mechanickými prevodmi je na výstupe zmenšená o straty, ktoré nastávajú pri jej prevádzaní. Schéma prevodu na obr. 2.6 ukazuje prechod energie z motora cez prevodové mechanizmy až na poháňaný bubon, ktorý vykonáva rotačný pohyb.

2.2.1 Rozbor účinnosti, výpočet otáčok, výkonov, prevodových pomerov a krútiacich momentov

Tab. 2.3 Vstupné hodnoty výpočtu

Vstupné veličiny	Označenie	Jednotka	Hodnota
Vstupný výkon	P_1	[kW]	4,8
Maximálne otáčky motoru	n_1	$[\text{min}^{-1}]$	3600
Priemer malej remenice variátora	D_{VAR1}	[mm]	115
Priemer veľkej remenice variátora	D_{VAR2}	[mm]	75
Požadovaná rýchlosť navíjania	v	[km/h]	60
Priemer bubnu	D_B	[mm]	150
Účinnosť ložiska	η_L	[-]	0,996
Účinnosť variátora	η_{VAR}	[-]	0,9
Účinnosť reťazového prevodu	η_{RP}	[-]	0,94

Výpočet celkovej účinnosti:

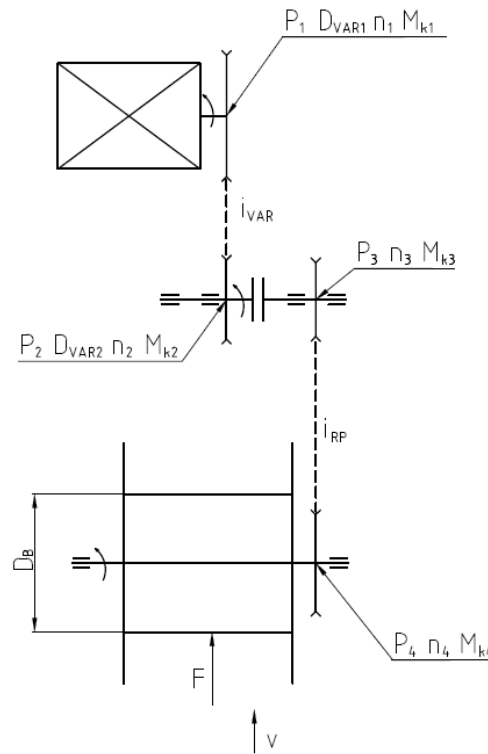
$$\eta_c = \eta_{VAR} \cdot \eta_{RP} \cdot \eta_L = 0,9 \cdot 0,94 \cdot 0,996 = 0,8426 [-] \quad (2.14)$$

Výpočet výkonov:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{VAR} \cdot \eta_L = 4,8 \cdot 0,9 \cdot 0,996 = 4,30 [kW] \quad (2.15)$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_L = 4,3 \cdot 0,996 = 4,28 [kW] \quad (2.16)$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{RP} \cdot \eta_L = 4,28 \cdot 0,94 \cdot 0,996 = 4,00 [kW] \quad (2.17)$$



Obr. 2.6 Schéma prevodu navíjacieho zariadenia

Výpočet otáčok:

$$n_4 = \frac{1000 \cdot 60 \cdot v}{\pi \cdot D_B \cdot 3,6} = \frac{1000 \cdot 60 \cdot 60}{\pi \cdot 0,15 \cdot 3,6} = 2122 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (2.18)$$

$$n_2 = n_3 = \frac{n_1}{i_{VAR}} = \frac{3600}{0,6522} = 5520 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (2.19)$$

Výpočet prevodových pomerov:

$$i_{VAR} = \frac{D_{VAR2}}{D_{VAR1}} = \frac{75}{115} = 0,6522 \text{ [-]} \quad (2.20)$$

$$i_c = \frac{n_1}{n_3} = \frac{3600}{2122} = 1,6965 \text{ [-]} \quad (2.21)$$

$$i_{RP} = \frac{i_c}{i_{VAR}} = \frac{1,6965}{0,6522} = 2,6012 \text{ [-]} \quad (2.22)$$

Výpočet krútiacich momentov:

$$M_{k1} = \frac{P_1}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{4800 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 3600} = 12,73 \text{ [Nm]} \quad (2.23)$$

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot i_{VAR} \cdot \eta_{VAR} \cdot \eta_L = 12,73 \cdot 0,6522 \cdot 0,9 \cdot 0,996 = 7,44 \text{ [Nm]} \quad (2.24)$$

$$M_{k3} = M_{k2} \cdot \eta_L = 7,44 \cdot 0,996 = 7,41 \text{ [Nm]} \quad (2.25)$$

$$M_{k4} = M_{k2} \cdot i_{RP} \cdot \eta_{RP} \cdot \eta_L = 7,44 \cdot 2,6012 \cdot 0,94 \cdot 0,996 = 18,50 \text{ [Nm]} \quad (2.26)$$

2.2.2 Návrh a výpočet reťazového prevodu

Navíjacie zariadenie obsahuje reťazový prevod ktorý bol vypočítaný podľa normy ČSN 01 4809[5]. V kap. 2.2.1 boli zistené podklady pre návrh a výpočet reťazového prevodu. Všetky hodnoty ktoré nie sú uvedené v tabuľke 2.4 sú vypočítané, alebo určené podľa ČSN 01 4809 [5]

Tab. 2.4 Vypočítané a volené parametre reťazového prevodu

Veličina	Označenie	Jednotka	Rozmer
Vstupný výkon	P_3	[kW]	4,28
Osová vzdialenosť	A	[mm]	295
Prevodový pomer	i_{RP}	[-]	2,7
Tolerancia prevodového pomeru	Δi_{RP}	[%]	5
Otáčky reťazového pastorku	n_2	[min ⁻¹]	5520

Diagramový výkon:

Pre výpočet diagramového výkonu boli zvolené tieto súčinitele:

- súčiniteľ výkonu $\chi = 0,42$ [-]
- súčiniteľ mazania $\mu = 1$ [-]
- súčiniteľ prevedenia reťaze $\varphi = 1$ [-]

$$P_D = \frac{P_1}{\chi \cdot \mu \cdot \varphi} = \frac{4,28}{0,42 \cdot 1 \cdot 1} = 10,2 \text{ [kW]} \quad (2.27)$$

Korigovaný výkon:

Súčiniteľ vzdialeností osí pre $A = 15,5$. t určený aproximáciou $\rho = 0,66$

$$P'_D = \frac{P_D}{\rho} = \frac{10,2}{0,66} = 15,5 \text{ [kW]} \quad (2.28)$$

Bol zvolený počet zubov malého reťazového kolesa $z_1=10$. Táto hodnota rešpektuje zvyšovanie rýchlosti bubnu pri voľbe menších prevodových pomerov realizovaných výmenou reťazového kolesa č. 2. Týmto nie je vylúčené, že v budúcnosti je možné požadovať od navíjacieho zariadenia väčšie rýchlosti. V tomto prípade pre zadanú rýchlosť navíjania 60 km.h⁻¹.

Z výkonového diagramu podľa [5] bola zvolená reťaz 12A-2, rešpektujúca diagramový a korigovaný výkon. Jedná sa o rýchlobežnú reťaz, pretože $v > 8 \text{ m.s}^{-1}$

Výpočet počtu zubov z_2 :

$$z_2 = z_1 \cdot i_{RP} = 10 \cdot 2,6012 = 26,01 = 27 \text{ [-]} \quad (2.29)$$

Počet zubov z_2 je zaokrúhlený na najbližšie nepárne číslo, pretože pri nepárnom počte zubov sú v zábere vždy iné dvojice zubov, čo je výhodne z hľadiska opotrebovania reťaze.

Skutočný prevodový pomer:

$$i_{sk} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{27}{10} = 2,7 [-] \quad (2.30)$$

Podmienka zadanej tolerancie prevodového pomeru:

$$i \cdot \left(1 - \frac{\Delta i}{100}\right) \leq i_{sk} \leq i \cdot \left(1 + \frac{\Delta i}{100}\right)$$

$$2,56 \leq 2,7 \leq 2,84 \Rightarrow \textit{táto podmienka je splnená} \quad (2.31)$$

Výpočet roztečných priemerov reťazových kolies:

$$D_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180}{10}} = 61,647 [mm] \quad (2.32)$$

$$D_2 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180}{27}} = 164,093 [mm] \quad (2.33)$$

Pevnostná kontrola reťaze:

Súčiniteľ rázov $Y = 4 [-]$

Podmienka statickej a dynamickej pevnosti

$$k_s = \frac{F_{Pt}}{F_1} = \frac{94144}{1122,6} = 83,9 \geq 7 \quad (2.34)$$

$$k_D = \frac{F_{Pt}}{F_1 \cdot Y} = \frac{94144}{1122,6 \cdot 4} = 20,9 \geq 5 \quad (2.35)$$

Obidve podmienky sú splnené, pevnostná kontrola vyhovuje.

Silové pomery na reťazi:

Na obr. 2.7 je schéma zaťaženia reťazového prevodu.

Obvodová rýchlosť:

$$v_o = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_2}{60} = \frac{\pi \cdot 61,647 \cdot 5519,78}{60} = 17,8 [m \cdot s^{-1}] \quad (2.36)$$

Obvodová sila:

$$F_0 = \frac{P_3}{v_o} = \frac{4,28 \cdot 1000}{17,8} = 240,45 [N] \quad (2.37)$$

Ťahová zložka od odstredivej sily:

$$F_c = m_1 \cdot v_o^2 = 2,5 \cdot 17,8 = 792,1 [N] \quad (2.38)$$

Predpokladaný prieťah voľnej vetvy:

$$h = 0,01 \cdot A = 0,01 \cdot 295 = 2,95 [mm] \quad (2.39)$$

Ťahová zložka od tiaže v hornej vetve:

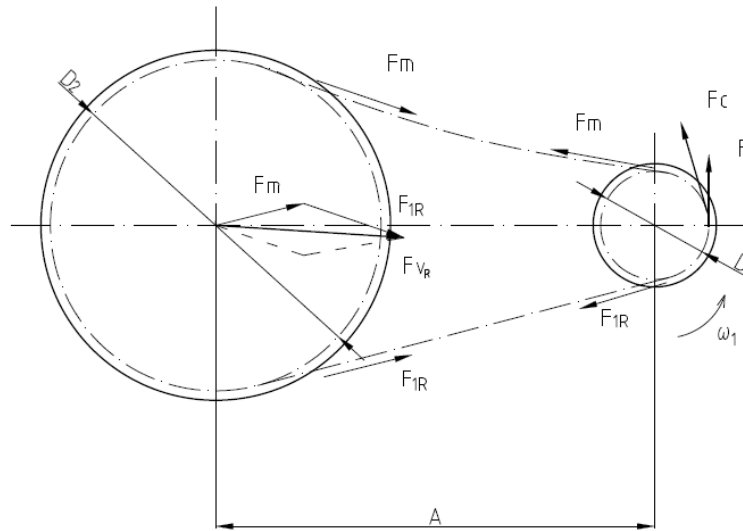
$$F_m = \frac{m_1 \cdot A^2}{8 \cdot h} \cdot g = \frac{2,5 \cdot 295^2}{8 \cdot 2,95} \cdot 9,81 = 90,4 \text{ [N]} \quad (2.40)$$

Výsledný ťah v reťazi:

$$F_{1R} = F_0 + F_c + F_m = 240,45 + 792,1 + 90,4 = 1122,6 \text{ [N]} \quad (2.41)$$

Výpočet výslednej sily na reťazovom kolese č. 2:

$$F_{VR} = \sqrt{F_{1R}^2 + F_m^2} = \sqrt{1122,6^2 + 90,4^2} = 1126,2 \text{ [N]} \quad (2.42)$$



Obr. 2.7 Schéma zaťaženia reťazového kolesa

Kontrola merného tlaku v kĺbe reťaze:

Výpočtový tlak :

$$p_v = \frac{F_{1R}}{S} = \frac{1122,6}{179} = 6,27 \text{ [MPa]} \quad (2.43)$$

Dovolený tlak v kĺbe reťaze:

$$p_D = p \cdot \lambda = 7,85 \cdot 0,87 = 6,83 \text{ [MPa]} \quad (2.44)$$

Pevnostná podmienka merného tlaku:

$$p_v \leq p_D \quad 6,27 \leq 6,83 \Rightarrow \text{táto podmienka je splnená} \quad (2.45)$$

Výpočet počtu článkov:

$$X = 2 \cdot \frac{A}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{A} = 2 \cdot \frac{295}{19,05} + \frac{10 + 31}{2} + \left(\frac{31 - 10}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{19,05}{295} \quad (2.46)$$

$$= 52,19 [-]$$

Výsledok bol zaokrúhlený na celé párne číslo $X = 52 [-]$

Stanovenie dĺžky reťaze:

$$L = X \cdot t = 52 \cdot 19,05 = 990,6 \text{ [mm]} \quad (2.47)$$

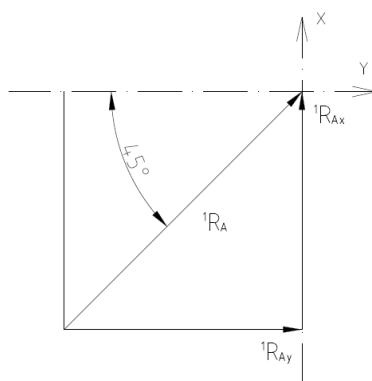
Výpočet výslednej osovej vzdialenosti:

$$A_{SK} = \frac{t}{8} \cdot \left[2 \cdot X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X - z_1 - z_2)^2 - F \cdot (z_2 - z_1)^2} \right] = \frac{19,05}{8} \cdot$$
$$\left[2 \cdot 295 - 10 - 31 + \sqrt{(2 \cdot 295 - 10 - 31)^2 - 0,8138 \cdot (31 - 10)^2} \right] = \quad (2.48)$$
$$293,09 \text{ [mm]}$$

2.3 Zaťaženie hriadeľa bubnu

Pre výpočet a priebeh ohybových a krútiacich momentov a posúvajúcich síl, bol tento hriadeľ prevedený na priestorový nosník. Reakcie ktoré boli vypočítané od zaťaženia bubna sú presunuté do tohto nosníka. Výpočet priebehu ohybových a krútiacich momentov a posúvajúcich síl je vykonaný len pre 1. prípad zaťaženia bubna. Keďže nosník je priestorový jeho zaťaženie bolo rozložené do rovín x-z a x-y.

Reakcie od bubnu pôsobia priestorovo a preto boli tiež rozložené na zložky x a y. Priestorové reakcie od bubna pôsobia pod uhlom 45° a preto sa predpokladá, že obidve rozložené sily budú rovnaké. Výpočet podľa obr. 2.8 obsahuje reakciu v bode A v bubne, a zároveň je analogický aj pre reakciu B. Týmto spôsobom možno vypočítať reakcie v ostatných dvoch prípadoch. Výsledné silové rozklady pre druhý a tretí prípad zaťažovania bubna sú zhrnuté v tab. 2.5



Obr. 2.8 Silový rozklad reakcie A v bubne

Vzorový výpočet pre prvý prípad zaťaženia sily:

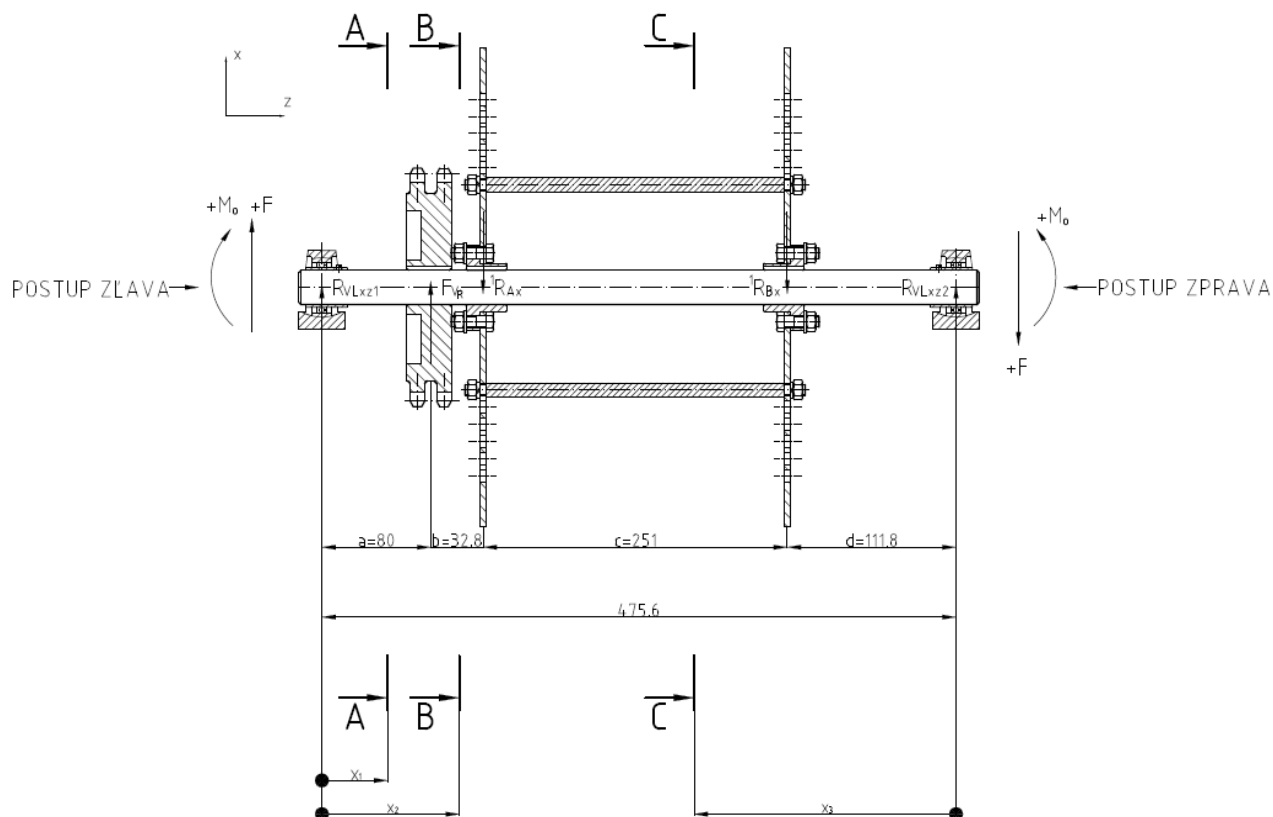
$${}^1R_{Ax} = {}^1R_{Ay} = {}^1R_A \cdot \cos(45^\circ) = 2334,4 \cdot 0,7071 = 1650,6 \text{ [N]} \quad (2.49)$$

Tab. 2.5 Hodnoty zložiek reakcií v bubne pre 2. a 3. prípad

	Podpora	Označenie	Jednotka	Hodnota
2. prípad	A	${}^2R_{Ax}$	[N]	3215,8
		${}^2R_{Ay}$	[N]	3215,8
	B	${}^2R_{Bx}$	[N]	85,5
		${}^2R_{By}$	[N]	85,5
3. prípad	A	${}^3R_{Ax}$	[N]	85,5
		${}^3R_{Ay}$	[N]	85,5
	B	${}^3R_{Bx}$	[N]	3215,8
		${}^3R_{By}$	[N]	3215,8

2.3.1 Výpočet a priebeh ohybových a krútiacich momentov a posúvajúcich síl v rovine x - z

Pôsobenie síl na hriadeľ v rovine x - z ukazuje obr. 2. 9. Na tomto obrázku je zobrazená zostava bubna do ktorej sú zavedené 3 rezy určujúce ich priebehy.



Obr. 2.9 Pôsobenie síl na hriadeľ v rovine x-z

Výpočet reakcií:

$$\sum M_1 = F_{VR} \cdot a - {}^1R_{Ax} \cdot (a + b) - {}^1R_{Bx} \cdot (a + b + c) + R_{VLxz2} \cdot (a + b + c + d) = 0$$

$$R_{VLxz2} = \frac{{}^1R_{Ax} \cdot (a + b) + {}^1R_{Bx} \cdot (a + b + c) - F_{VR} \cdot a}{(a + b + c + d)}$$

$$= \frac{1650,6 \cdot (80 + 32,8) + 1650,6 \cdot (80 + 32,8 + 251) - 1126,2 \cdot 80}{(80 + 32,8 + 251 + 111,8)} \quad (2.50)$$

$$= 903,7 \text{ [N]}$$

$$\sum F_x = R_{VLxz1} + F_{VR} - {}^1R_{Ax} - {}^1R_{Bx} + R_{VLxz2} = 0$$

$$R_{VLxz1} =$$

$$-F_V + {}^1R_{Ax} + {}^1R_{Bx} - R_{VLxz2} = -1126,2 + 1650,6 + 1650,6 - 903,7 = 1271,3 \text{ [N]} \quad (2.51)$$

Výpočet a priebeh ohybových a krútiacich momentov a posúvajúcich síl v priereze A-A

Rovnica priebehu ohybových momentov

$$M_{Oxz_{x1}} = R_{VLxz1} \cdot x_1$$

$$x_1 = 0 \Rightarrow M_{Oxz_{x1}} = R_{VLxz1} \cdot x_1 = 1271,3 \cdot 0 = 0 \text{ [Nmm]} \quad (2.52)$$

$$x_1 = a \Rightarrow M_{Oxz_{x1}} = R_{VLxz1} \cdot x_1 = 1271,3 \cdot 80 = 101704 \text{ [Nmm]} \quad (2.53)$$

Rovnica priebehu krútiacich momentov

$$M_{Kxz_{x1}} = M_{K3} = 18500 \text{ [Nmm]} \quad (2.54)$$

Rovnica priebehu posúvajúcich síl

$$F_{xz_{x1}} = R_{VLxz1} = 1271,3 \text{ [N]} \quad (2.55)$$

Výpočet a priebeh ohybových a krútiacich momentov a posúvajúcich síl v priereze B-B

Rovnica priebehu ohybových momentov

$$M_{Oxz_{x2}} = R_{VLxz1} \cdot (a + x_2) + F_v \cdot x_2$$

$$x_2 = a \Rightarrow M_{Oxz_{x2}} = R_{VLxz1} \cdot (a + x_2) + F_v \cdot x_2 = 1271,3 \cdot (80 + 80) + 1126,2 \cdot 80 = 293504 \text{ [Nmm]} \quad (2.56)$$

$$x_2 = a + b \Rightarrow M_{Oxz_{x2}} = R_{VLxz1} \cdot (a + x_2) + F_v \cdot x_2 = 1271,3 \cdot (80 + 80 + 32,8) + 1126,2 \cdot (80 + 32,8) = -118071 \text{ [Nmm]} \quad (2.57)$$

Rovnica priebehu krútiacich momentov

$$M_{Kxz_{x2}} = M_{K3} = 18500 \text{ [Nmm]} \quad (2.58)$$

Rovnica priebehu posúvajúcich síl

$$F_{xz_{x2}} = R_{VLxz1} + F_v = 1271,3 + 1126,2 = 2397,5 \text{ [N]} \quad (2.59)$$

Výpočet a priebeh ohybových a krútiacich momentov a posúvajúcich síl v priereze C-C

Rovnica priebehu ohybových momentov

$$M_{Oxz_{x3}} = R_{VLxz2} \cdot x_3$$

$$x_3 = 0 \Rightarrow M_{Oxz_{x3}} = R_{VLxz2} \cdot x_3 = 903,7 \cdot 0 = 0 \text{ [Nmm]} \quad (2.60)$$

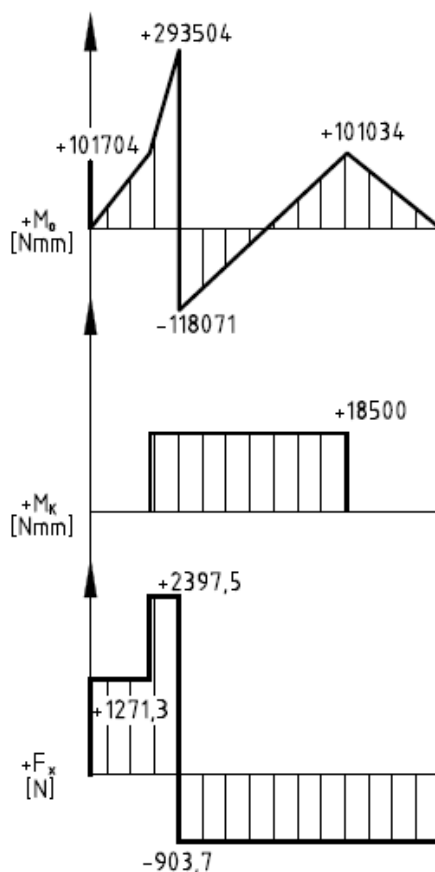
$$x_3 = d \Rightarrow M_{Oxz_{x3}} = R_{VLxz2} \cdot x_3 = 903,7 \cdot 111,8 = 101034 \text{ [Nmm]} \quad (2.61)$$

Rovnica priebehu krútiacich momentov

$$M_{Kxz_{x3}} = M_{K3} = 18500 \text{ [Nmm]} \quad (2.62)$$

Rovnica priebehu posúvajúcich síl

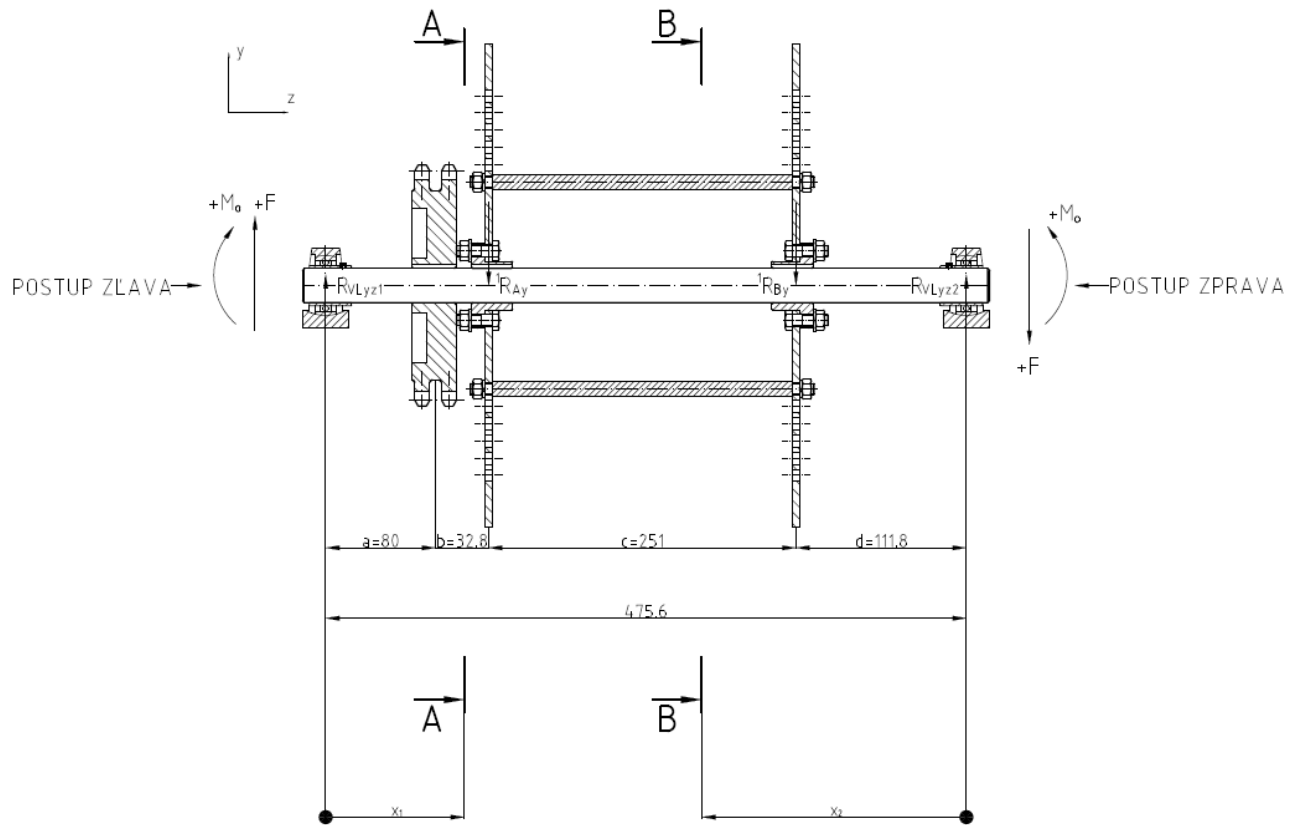
$$F_{xz_{x3}} = -R_{VLxz2} = -903,7 \text{ [N]} \quad (2.63)$$



Obr. 2.10 - Priebeh ohybových a krútiacich momentov, a posúvajúcich síl v rovine x-z

2.3.2 Výpočet a priebeh ohybových a krútiacich momentov a posúvajúcich síl v rovine y - z

Tento výpočet prebehol podobne ako v kap. 2.3.1 s tým rozdielom, že v tomto prípade sú zavedené do zostavy len dva rezy. Princíp zavádzania rezov je v tom, že sa zavádza len toľko rezov, koľko pôsobiacich síl pôsobí na hriadeľ. Obr. 2.11 ukazuje pôsobenie síl na hriadeľ v rovine y - z.



Obr. 2.11. Pôsobenie síl na hriadelí v rovine y-z

Výpočet reakcií

$$\sum M_1 = {}^1R_{Ay} \cdot (a + b) + {}^1R_{By} \cdot (a + b + c) + R_{VLy2} \cdot (a + b + c + d) = 0$$

$$\begin{aligned} R_{VLy2} &= \frac{{}^1R_{Ay} \cdot (a + b) + {}^1R_{By} \cdot (a + b + c)}{a + b + c + d} \\ &= \frac{1650,6 \cdot (80 + 32,8) + 1650,6 \cdot (80 + 32,5 + 251)}{80 + 32,8 + 251 + 111,8} \\ &= 1654 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (2.64)$$

$$\sum F_x = R_{VLx1} - {}^1R_{Ay} - {}^1R_{By} + R_{VLy2} = 0$$

$$R_{VLy1} = {}^1R_{Ay} + {}^1R_{By} - R_{VLy2} = 1650,6 + 1650,6 - 1654 = 1647,2 \text{ [N]} \quad (2.65)$$

Výpočet a priebeh ohybových a krútiacich momentov a posúvajúcich síl v priereze A-A

Rovnica priebehu ohybových momentov

$$M_{Oyzx1} = R_{VLy1} \cdot x_1$$

$$x_1 = 0 \Rightarrow M_{Oyzx1} = R_{VLy1} \cdot x_1 = 1647,2 \cdot 0 = 0 \text{ [Nmm]} \quad (2.66)$$

$$x_1 = a \Rightarrow M_{Oyzx1} = R_{VLy1} \cdot x_1 = 1647,2 \cdot 80 = 131776 \text{ [Nmm]} \quad (2.67)$$

Rovnica priebehu krútiacich momentov

$$M_{Kyzx1} = M_{K3} = 18500 \text{ [Nmm]} \quad (2.68)$$

Rovnica priebehu posúvajúcich síl

$$F_{yzx1} = R_{VLy1} = 1647,2 \text{ [N]} \quad (2.69)$$

Výpočet a priebeh ohybových a krútiacich momentov a posúvajúcich síl v priereze B-B

Rovnica priebehu ohybových momentov

$$M_{Oyzx_2} = R_{VLyz2} \cdot (d + x_2) + {}^1R_{By} \cdot x_2$$

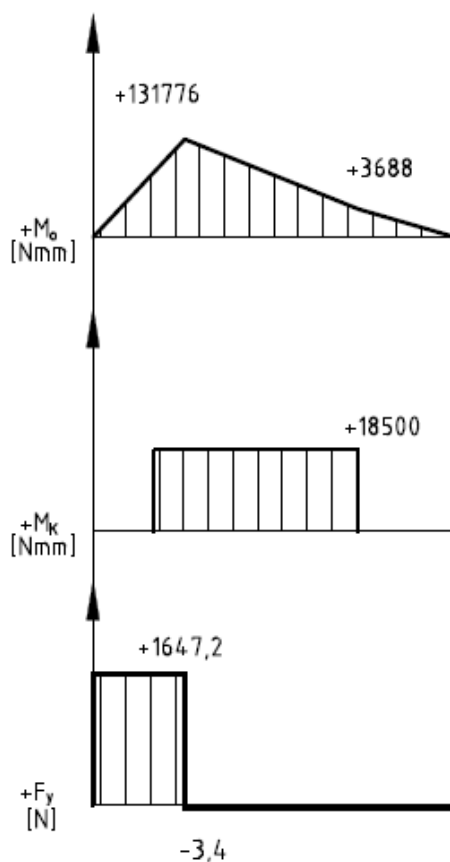
$$x_2 = d \Rightarrow M_{Oyzx_2} = R_{VLyz2} \cdot (d + x_2) - {}^1R_{By} \cdot x_2 = 1654 \cdot (111,8 + 111,8) - 1650,6 \cdot 111,8 = 3688 \text{ [Nmm]} \quad (2.70)$$

Rovnica priebehu krútiacich momentov

$$M_{Kyzx_2} = M_{K3} = 18500 \text{ [Nmm]} \quad (2.71)$$

Rovnica priebehu posúvajúcich síl

$$F_{yzx_2} = -R_{VLyz2} + {}^1R_{By} = -1654 + 1650,6 = -3,4 \text{ [N]} \quad (2.72)$$



Obr. 2.12 Priebeh ohybových a krútiacich momentov, a posúvajúcich síl v rovine y-z

2.3.3 Výpočety priestorových ohybových momentov

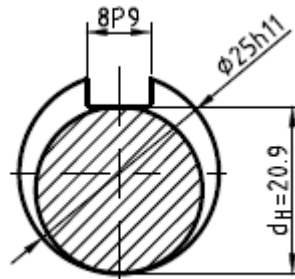
Výpočty berú v úvahu jednotlivé maximálne momenty ktoré nastali v rovinách x-z a y-z. Do nasledujúcich výpočtov je však už braná, len vyššia hodnota ohybového momentu.

$$M_{O_{BB-AA}} = \sqrt{M_{O_{xzx2}}^2 + M_{O_{yzx1}}^2} = \sqrt{293504^2 + 131776^2} = 321729 \text{ [Nmm]} \quad (2.73)$$

$$M_{O_{CC-BB}} = \sqrt{M_{O_{xzx3}}^2 + M_{O_{yzx2}}^2} = \sqrt{101034^2 + 3688^2} = 101101 \text{ [Nmm]} \quad (2.74)$$

2.4 Pevnostné výpočty

Pevnostné výpočty sú robené pre hriadeľ ktorý je zobrazený v reze na obr. 2.13. Priemer hriadeľa bol určený podľa odborného odhadu. Hriadeľ má po celej dĺžke vyfrézovanú klinovú drážku ktorá ho oslabuje a preto je nutné pri pevnostných výpočtoch počítať s nosným prierezom d_H .



Obr. 2.13 Nosný prierez hriadeľa

Výpočet maximálneho napätia v ohybe:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{o_{BB-AA}}}{\frac{\pi \cdot d_H^3}{32}} = \frac{321729}{\frac{\pi \cdot 20,9^3}{32}} = 359 \text{ [MPa]} \quad (2.75)$$

Výpočet maximálneho namáhania v krute:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_H^3}{16}} = \frac{18500}{\frac{\pi \cdot 20,9^3}{16}} = 10,3 \text{ [MPa]} \quad (2.76)$$

Výpočet redukovaného napätia podľa Guesta:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot (\alpha_\tau \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{359^2 + 4 \cdot (1,6 \cdot 10,3)^2} = 361 \text{ [MPa]} \quad (2.77)$$

α_τ – Súčiniteľ koncentrácie napätia pre krut bol určený z literatúry [6] pre klinovú drážku

2.5 Výpočet bezpečnosti hriadeľa

Materiál hriadeľa bol zvolený podľa [1]. Hriadeľ je vyrobený z ocele triedy 14 220.4. Tab. 2.2 (kap. 2.1) ukazuje mechanické vlastnosti tohto materiálu.

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{590}{361} = 1,6 [-] \quad (2.78)$$

Bezpečnosť hriadeľa opäť vyhovuje pretože, je v rozmedzí (1,5 ÷ 2,5).

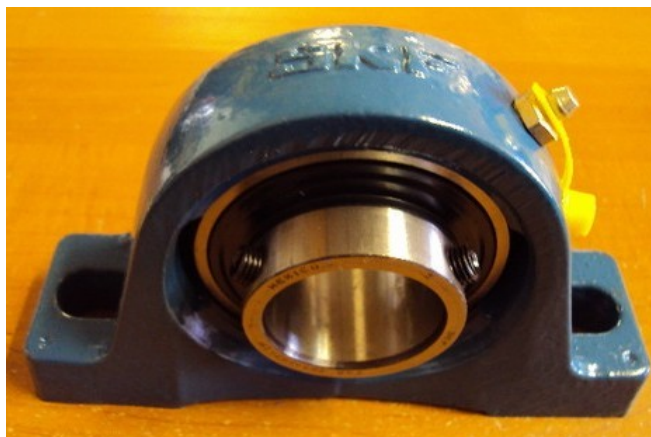
2.6 Výpočet trvanlivosti ložísk

Výpočet priestorovej reakcie v ložiskách:

$$R_{VL1} = \sqrt{R_{VLxz1}^2 + R_{VLxy1}^2} = \sqrt{1271,3^2 + 1647,2^2} = 2080,7 \text{ [N]} \quad (2.79)$$

$$R_{VL2} = \sqrt{R_{VLxz2}^2 + R_{VLxy2}^2} = \sqrt{903,7^2 + 1654^2} = 1887,8 \text{ [N]} \quad (2.80)$$

Bola zvolená naklápacia ložisková jednotka Y (obr. 2.14) od fy SKF



Obr. 2.14 Naklápacia ložisková jednotka Y od fy SKF [10]

Ekvivalentné zaťaženie ložiska:

Do ekvivalentného zaťaženia je braná výsledná priestorová reakcia v ložisku. Pretože, sú obidva ložiská rovnaké do výpočtu základnej trvanlivosti je braná vyššia hodnota ekvivalentného zaťaženia.

$$P_{e1} = R_{LV1} = 2080,7 \text{ [N]} \quad (2.81)$$

$$P_{e2} = R_{LV2} = 1887,8 \text{ [N]} \quad (2.82)$$

Základná trvanlivosť ložiska podľa ISO 281:1990:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_{e1}} \right)^p = \left(\frac{14000}{2080,7} \right)^3 = 304 \text{ [mil. otáčok]} \quad (2.83)$$

$p = 3$ pre guľičkové ložisko s bodovým stykom

Trvanlivosť v prevádzkových hodinách:

$$L_{10n} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{n_4 \cdot 60} = 304 \cdot \frac{10^6}{2122 \cdot 60} = 2387 \text{ [hod]} \quad (2.84)$$

2.6.1 Doba prevádzky zariadenia

Odhadom bola určená ročná doba prevádzky zariadenia. Za obdobie jeden mesiac bola zvolená doba prevádzky 10 dní, v trvaní cca 2 hodiny. Do jedného roka doba prevádzky nepresiahne viac ako 250 hodín. Táto doba je podstatne nižšia ako je očakávaná trvanlivosť najviac zaťaženého ložiska podľa vzťahu (2.84). Je možné usúdiť, že životnosť ložiska presiahne dobu používania strojného zariadenia.

2.7 Maximálna dĺžka návinu 300m

Maximálna dĺžka návinu bola zadaná 300 metrov. Táto dĺžka je vhodná na jazdenie na pláži alebo v zátokke ktorej priemer je cca 300 metrov. Dlhé lano lyžiarovi dovoľuje točiť počas jazdy oblúky. Bola zvolená dĺžka lana 330 metrov. Táto dĺžka je volená preto, aby na bubne ostalo navinutých viac ako 10 metrov lana. V takomto prípade potom nemôže dôjsť k odmotaniu lana z bubnu v dôsledku zaťaženia.

2.8 Uchytenie navíjacieho zariadenia

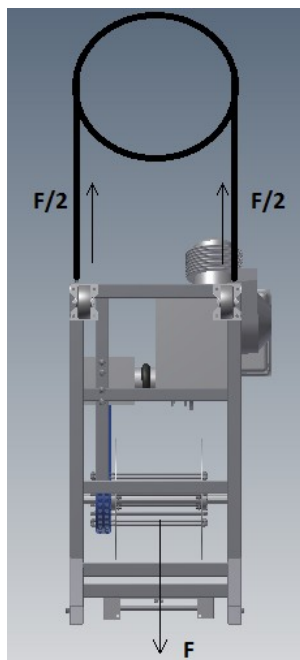
Uchytenie zariadenia proti jeho posúvaniu som volil v troch variantoch. Výber vhodného variantu závisí na prostredí, kde bude navijak pracovať. Pred jazdením sa odporúča zvoliť jednu z variant uchytenia.

2.8.1 Variant č. 1

Tento variant spočíva v tom, že navijak je uchytený upínacou gurtňou (obr. 2.15) okolo stromu ktorý sa nachádza v blízkosti brehu. Strom musí mať vhodný priemer, aby udržal navijak. Odporúča sa voliť väčšie staršie stromy. Riziko tejto varianty je v tom, že ak sa pri brehu nenachádzajú žiadne stromy je nutné voliť iný variant.



Obr. 2.14 Gurtňa [7]



Obr. 2.15 Schéma upnutia navijaku za upínaciu gurtňu a rozklad síl pôsobiacich na konštrukciu
(sila F je reakčná sila ktorou pôsobí lyžiar na navijak)

2.8.2 Variant č. 2

Tento variant spočíva v uchytení navijaku pomocou gurtne za ťažné zariadenie osobného automobilu. Ťažné zariadenie osobného automobilu unesie cca 750 kg, čo je veľká rezerva pretože celková hmotnosť stroja nepresiahne hodnotu väčšiu ako 100 kg. Variant je vhodný tam, kde okolo vodných plôch sú voľné priestory na zaparkovanie osobného automobilu. Nevýhodou je, že tam kde nie je prístup osobným automobilom priamo ku brehu vodnej plochy, nie je možné tento variant použiť.

2.8.3 Variant č. 3

Tento variant spočíva v uchytení navijaku pomocou gurtne za kotviacu tyč ktorá je zapichnutá pevne v zemi pomocou kladiva. Je vhodné uvažovať túto variantu ako poslednú pretože je prácna a má viac nevýhod ako výhod. Výhoda je v upnutie navijaka na ľubovoľnom mieste. Nevýhodou je, že je potrebné tyč zapichnúť čo najhlbšie, aby odolala ťahu navijaka. Ďalšou potrebou je nutnosť nosiť zo sebou príslušenstvo ako je kladivo a pod. Problém spôsobuje aj vyberanie tyče po ukončení prevádzky zariadenia. Nevýhodou môže byť aj to, že nie je možné zapichnúť tyč na skalnaté podložie.

3 ZÁVER

Výsledkom bakalárskej práce je návrh a skonštruovanie navíjacieho zariadenia pre maximálnu ťažnú silu 6100 N, a maximálnu rýchlosť navíjania 60 km.h^{-1} . Bakalárska práca ďalej pojednávala o návrhu prevodových mechanizmov (reťazový prevod). Pre zvolený typ bubna bola vypočítaná komplexná pevnostná kontrola, ktorá zahŕňala výpočet napätia a statickej bezpečnosti zvoleného materiálu.

Bola definovaná maximálna dĺžka návinu lana na bubon. V tomto riešení bolo použité, ako ťažný prvok, polyamidové lano, ktoré je z ekonomických dôvodov výhodnejšie a lepšie odoláva podmienkam prostredia. Práca riešila tiež uchytenie navíjacieho zariadenia pre rôzne varianty prostredia okolo brehu vodnej hladiny. Súčasťou práce bolo vytvorenie prvého prototypu navíjacieho zariadenia na vodné lyžovanie. Autor tohto riešenia si tak v praxi overil teoretické výpočty.

Bakalárska práca obsiahla a vyriešila zadanú tému, ale autor práce vidí ďalšie možnosti vylepšenia navrhovaného prototypu.

4 ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY

- [1] LEINVEBER J., VÁVRA P.: *Strojnicke tabulky*. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [2] ČSN 01 4809. *Výpočet řetězových převodů*. Praha: ČNI, 1970.
- [3] O lanách. *Kutil-florenc* [online]. Praha: webdesign, 2004 [cit. 2013-03-31]. Dostupné z: <http://kutil-florenc.cz/?blogid=30&queryid=&x=-1134&y=-70&query=lana>
- [4] O gurtňach. *LL Group gurtne* [online]. Banská Bystrica, [2008] [cit. 2013-04-05]. Dostupné z: http://www.gurtne.eu/shop/product_details.php?item_id=39
- [5] Towing sports. *Dbw.ca* [online]. © 2013 [cit. 2013-05-06]. Dostupné z: <http://www.dbw.ca/Pubs/Watski/>
- [6] Gokartsupply.com. *Gokart supply* [online]. © 1997-2013 [cit. 2013-05-07]. Dostupné z: <http://www.gokartsupply.com/tavapp.htm>
- [7] Gokart supply.com. *Gokart supply* [online]. © 1997-2013 [cit. 2013-05-07]. Dostupné z: <http://www.gokartsupply.com/img/04-10389.jpg>
- [8] *Beachwinches* [online]. © 2013 [cit. 2013-04-05]. Dostupné z: <http://beachwinches.com/>
- [9] TENTE. *TENTE The World in Motion* [online]. © 2000 [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: http://www.tente.de/CZ/cat0/parts_am432.html
- [10] BEIJING YAKANG BEARING SUPPLIES CO.,LTD. *Brand-bearing* [online]. ©1998-2010 [cit. 2013-05-06]. Dostupné z: http://www.brand-bearing.com/ykupfile/Meditshare/month_1211/20121130104634834.jpg
- [11] OPIS Engineeering k.s. *OPIS Engineeering* [online]. 2001 [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: <http://opis.cz/spojky/tyre-flex.html>
- [12] Bergland. *Bergland 24* [online]. 2008 [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: <http://www.bergland24.cz/elektrocentraly--motory-/benzinovy-motor-bbm196-6-5-4-8-kw-6-5p>

Podakovanie

Podakovanie patrí hlavne vedúcemu bakalárskej práce pánovi doc. Ing. Jiřímu Havlíkovi Ph.D. za odborné pripomienky a konzultácie pri vypracovávaní bakalárskej práce.

Ďalej by som sa chcel poďakovať mojim spolupracovníkom Michalovi Medžovi, Tomášovi Kukučkovi, Branislavovi Džumeljovi, Michalovi Bažíkovi a Michalovi Rehákovi bez ktorých pomoci by sa navíjacie zariadenie nepodarilo zostrojiť a zmontovať.